

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh přesouvací části válečkového dopravníku
Engineering design of the shifting part of the roller conveyor

Student:
Vedoucí bakalářské práce:

Zdeněk Matějka
Ing. Tomáš Kubín

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **Zdeněk Matějka**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh přesouvací části válečkového dopravníku**
Engineering Design of the Shifting Part of the Roller Conveyor

Zásady pro vypracování:

Navrhnete manipulační jednotku na válečkovém dopravníku, která by řešila rozdělení dopravní linky (důvodem je křížení dopravních cest). Dopravník je určen pro přepravu jednotlivých europalet se zbožím o celkové maximální hmotnosti 1000 kilogramů. Délka přerušení dopravníku je 2 metry.

Zpracujte:

1. Průzkum a rozbor konstrukčních řešení, která se v dnešní době používají v praxi.
2. Ideově technický návrh možných řešení.
3. Konstrukční řešení nejlepší varianty.
4. Pevnostní kontrolu namáhaných součástí a kritických uzlů konstrukce.
5. Podrobnou dokumentaci (rozsah určí vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

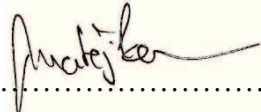


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

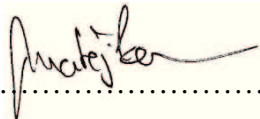
V Ostravě 23. 5. 2011


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23. 5. 2011


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Zdeněk Matějka

Adresa trvalého pobytu studenta: Kozlovice 153
739 47

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MATĚJKA, Z. *Konstrukční návrh přesouvací části válečkového dopravníku*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 47 s. Vedoucí: Ing. Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčně-projekčním řešením přesouvací části válečkového dopravníku. V úvodu je všeobecný přehled týkající se válečkových dopravníků a jejich hlavních částí používaných v praxi, poté následuje aktuální řešení problému s technickým popisem navrhovaného zařízení a nakonec samotné konstrukční a početní řešení dopravníku, včetně výkresové dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MATEJKA, Z. *Engineering design of the shifting part of the roller conveyor*: a bachelor thesis. Ostrava: VSB-Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 47 p. Supervisor: Ing. Kubin, T.

This thesis deals with design-projection solution shifting part of the roller conveyor. We begin with a general overview on roller conveyors and their major parts, followed by the current solution to the problem with a technical description of the proposed facility, and finally alone structural and numerical solution of the conveyor, including drawings.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod.....	10
1. Válečkové dopravníky	11
2. Aktuální konstrukční řešení s technický popisem navrhovaného zařízení	14
2.1 Možnosti konstrukčního řešení	14
2.2 Vlastní konstrukční řešení.....	16
3. Konstrukční návrh a výpočet válečkového dopravníku.....	20
3.1 Volba válečků.....	20
3.2 Stanovení potřebného výkonu pohonu válečkového dopravníku	23
3.3 Volba převodovky a elektromotoru	27
3.4 Skutečná rychlost válečkového dopravníku.....	29
3.5 Kontrola řetězu.....	29
4. Konstrukční návrh a výpočet výsuvné části dopravníku	35
4.1 Volba převodovky a elektromotoru	39
4.2 Výpočet skutečné rychlosti vysouvání.....	40
4.3 Návrh čepu a kontrola ložiska podpěrné nohy dopravníku.....	40
4.4 Kontrola vysouvacího rámu pomocí MKP programu.....	42
5. Závěr	45
6. Seznam použité literatury	46
7. Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

A_1	osová vzdálenost mezi válečky	[mm]
A_2	osová vzdálenost mezi válečky převodovkou	[mm]
C_o	statická únosnost ložiska	[N]
D	roztečná kružnice ozubeného kola	[m]
D_{kl}	průměr kladky	[m]
D_v	průměr válečku	[m]
F_C	celková zatěžující síla	[N]
F_{C1}	celková zatěžující síla pro válečky s nákolky	[N]
F_{C2}	celková zatěžující síla pro válečky bez nákolků	[N]
F_O	obvodová síla	[N]
F_{Osk}	skutečná obvodová síla	[N]
F_{pt}	síla při přetržení řetězu	[N]
F_T	odpor valivého a čepového tření	[N]
F_{TC1}	celkový odpor pro váleček s náolkem	[N]
F_{TC2}	celkový odpor pro váleček bez náolku	[N]
F_{T1}	třecí odpor pro váleček s náolkem	[N]
F_{T2}	třecí odpor pro váleček bez náolku	[N]
F_{T3}	odpor výrobních a montážních nepřesností	[N]
L	výpočtová délka čepu	[mm]
M_o	ohybový moment	[N · m]
P_{cl}	rozteč článku řetězu	[mm]
P_{VD}	jmenovitý výkon elektropřevodovky	[W]
P_1	vypočtený výkon elektropřevodovky vysouvání	[W]
P_{1VD}	vypočtený výkon válečkového dopravníku	[W]
R_{ξ}	reakce v čepech	[N]
S	plocha kloubu řetězu	[mm ²]
W_o	modul pružnosti v ohybu	[mm ³]
X_1	počet článků řetězu mezi válečky	[–]
X_2	počet článků řetězu mezi válečky a převodovkou	[–]
b_2	vnější šířka vnitřního článku	[mm]
d_{ξ}	průměr čepu válečku pro ložisko	[m]
$d_{\xi kl}$	průměr čepu kladky	[m]
d_2	průměr čepu řetězu	[mm]
g	gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
i_{VD}	převodový poměr mezi elektropřevodovkou a válečky	[–]
k_d	dynamický součinitel bezpečnosti	[–]
k_s	statický součinitel bezpečnosti	[–]
l_{VD}	je roztečná délka mezi prvním a posledním válečkem	[mm]
m	modul ozubeného kola	[mm]
m_{p1}	velikost zatížení připadající na jeden váleček	[kg]
m_p	hmotnost palety	[kg]
m_r	hmotnost řetězu na 1 metr	[kg · m ⁻¹]
m_{VD}	hmotnost výsuvné části dopravníku	[kg]
m_{v1}	hmotnost rotující části válečku s nákolky	[kg]
m_{v2}	hmotnost rotující části válečku bez nákolků	[kg]
n	výstupní otáčky elektropřevodovky vysouvání	[min ⁻¹]

n_p	počet palet na dopravníku	[–]
n_v	celkový počet válečků na dopravníku	[–]
n_{VD}	výstupní otáčky převodovky	$[min^{-1}]$
n_{v1}	počet válečků s nákolky na dopravníku	[–]
n_{v2}	počet válečků bez nákolků na dopravníku	[–]
n_{zv}	počet zatížených válečků	[–]
n_{zv1}	počet zatížených válečků s nákolky	[–]
n_{zv2}	počet zatížených válečků bez nákolků	[–]
n_1	vypočtené otáčky elektropřevodovky vysouvání	$[min^{-1}]$
p_d	dovolený tlak v kloubu řetězu	$[MPa]$
p_i	měrný tlak v kloubu řetězu	$[MPa]$
p_v	tlak v kloubu řetězu	$[MPa]$
t_v	je rozteč mezi válečky	$[mm]$
v	rychlost vysouvání	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{sk}	skutečná rychlost vysouvání	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{VD}	rychlost válečkového dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{VDsk}	skutečná rychlost válečkového dopravníku	$[m \cdot s^{-1}]$
z	počet zubů ozubeného kola	[–]
z_1	počet zubů na hnacím řetězovém kole	[–]
z_2	počet zubů na válečku	[–]
η_c	celková účinnost	[–]
λ	součinitel tření	[–]
μ	součinitel čepového tření	[–]
ξ_1	valivý odpor mezi paletou a válečkem	$[m]$
ξ_2	valivý odpor mezi kladkou a vodícím profilem	$[m]$
σ_o	ohybové napětí	$[MPa]$
σ_{oD}	dovolené ohybové napětí	$[MPa]$

Úvod

V této bakalářské práci se seznámíme se všeobecným přehledem týkajícím se válečkových dopravníků a jejich hlavních částí používaných v praxi. Nedílnou součástí této práce je také konstrukční a početní řešení výsuvné části válečkového dopravníku a návrh a výpočet válečkového dopravníku samotného, včetně výkresové dokumentace, jako jsou sestavné výkresy jednotlivých uzlů dopravníku a výrobní výkres podpěrné nohy dopravníku.

1. Válečkové dopravníky

„Válečkové dopravníky jsou nejčastěji používaná dopravníková zařízení ve strojírenských provozech a to jak v klasických technologiích, tak i v robotizovaných pracovištích.“ [2] Většinou slouží k dopravě a manipulaci kusových předmětů. Používají se pro manipulaci mezioperační i operační. „Často se objevují jako část většího automatizačního celku ve formě krátkého dopravníkového segmentu.“ [2]

Válečkové dopravníky se dělí do dvou základních skupin:

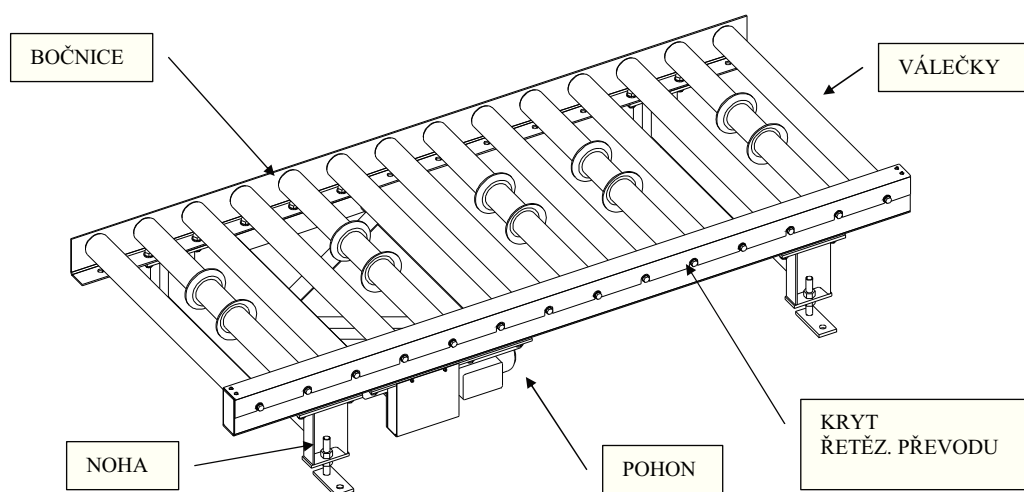
- a) Válečkové dopravníky poháněné
- b) Válečkové dopravníky nepoháněné

Poháněné dopravníky jsou opatřeny pohonem, který prostřednictvím ozubených řemenů, válečkových řetězů či kruhových řemínek pohání jednotlivé válečky, které dopravovaný předmět uvádějí do pohybu.

„Nepoháněné válečkové dopravníky se používají k překlenutí kratších spádových úseků nebo tam, kde je možno posun materiálu po dopravníku vyvodit silovým účinkem jiného mechanismu (tlačka, lidská síla), případně vlastní tíhou přepravovaného materiálu pomocí gravitace.“ [2]

Hlavní části válečkových dopravníků

Válečkové dopravníky se skládají z válečků, pevného rámu, pohonu a dalších přídatných prvků.



Obr. 1.1 Popis válečkového dopravníku

Válečky

„Válečky jsou základním konstrukčním prvkem válečkového dopravníku. Jsou usazeny v pevném rámu a tvoří souvislou dráhu. Jejich rozměry (délka, průměr), nosnost a materiálové provedení jsou vždy závislé na charakteru dopravovaného předmětu.“ [12] Válečky jsou nejčastěji vyráběny z ocelových popř. plastových trubek s nalisovanými čely s valivými ložisky s pevným neotočným hřídelem, který má na konci vnitřní závit pro uchycení. Poháněné válečky jsou navíc opatřeny řetězovým (obr. 2.2) nebo řemenovým kolem (obr. 2.3), případně drážkou pro ploché pásy. Válečky mohou také být v provedení prokluzovém nebo pevném. Prokluzové válečky se používají tam, kde při trvalém chodu dopravníku dochází k zastavování manipulační jednotky pomocí dorazů. „V některých případech se používají válečky s navulkanizovanou vrstvou pryže na plášti válečku za účelem snížení hlučnosti při dopravě kovových předmětů a zejména tam, kde dochází k pádu těchto předmětů z určité výšky na povrch válečků.



Obr. 1.2 Poháněný váleček řetězový [6]



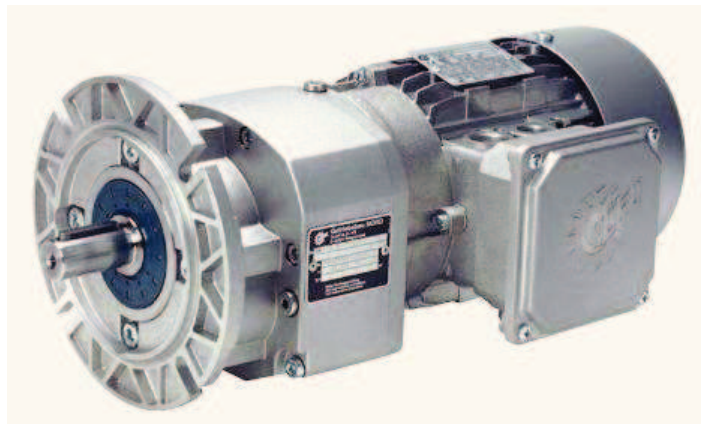
Obr. 1.3 Poháněný váleček řemenový [6]

Rám dopravníku

Rám válečkového dopravníku se obvykle skládá ze dvou bočnic z ohýbaných výpalků plechů, případně válcovaných, či hliníkových profilů, mezi kterými jsou uchyceny válečky tvořící válečkovou trať. Celá tato část dopravníku je přišroubována k nohám dopravníku (Obr. 2.1), svařených rovněž z válcovaných profilů nebo vyrobených z hliníkových profilů. Nohy jsou opatřeny stavěcími patkami, které umožňují výškové nastavení a zároveň slouží pro ukotvení dopravníku k podlaze.

Pohon

Jako pohon válečkových dopravníků se nejčastěji používají trojfázové asynchronní motory s kotvou nakrátko s převodovkou, uchycený na pevném rámu, obvykle na přírubu s možností napínání.



Obr. 1.4 Čelní převodovka s přírubou a motorem [7]

Přídavné prvky

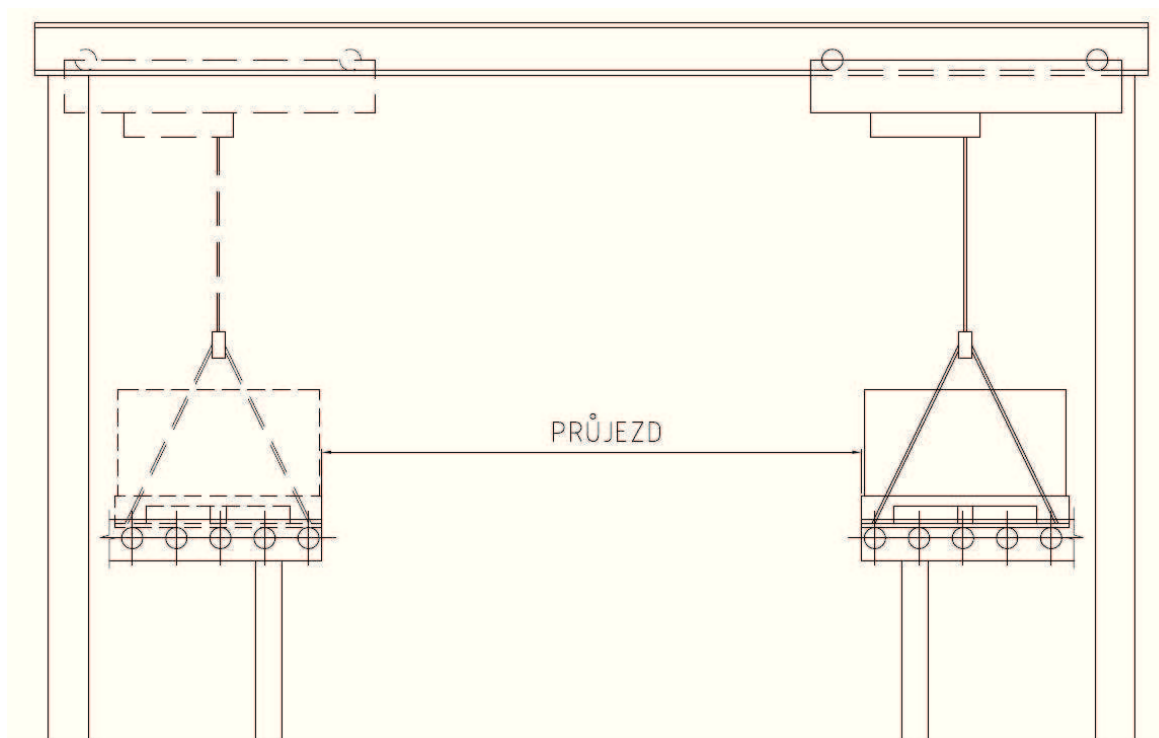
Přídavné prvky slouží zejména pro správnou funkci a bezpečnost při provozu zařízení. Patří mezi ně například boční vedení, dorazy (pevné, výsuvné) nebo různé snímače (indukční, světelné závory) pro signalizaci přítomnosti, či určení polohy předmětu na dopravníku. Dopravník je také opatřen kryty řetězových převodů (Obr. 1.1), případně dalších sbíhavých a nebezpečných míst.

2. Aktuální konstrukční řešení s technický popisem navrhovaného zařízení

Navrhovaný válečkový dopravník by měl sloužit pro přepravu europalet o maximální hmotnosti 1000 kg. Dopravník bude součástí válečkové trati, kterou je třeba rozdělit z důvodu nutnosti průjezdu přes trať. Šířka průjezdu přes trať by měla být minimálně 2 m.

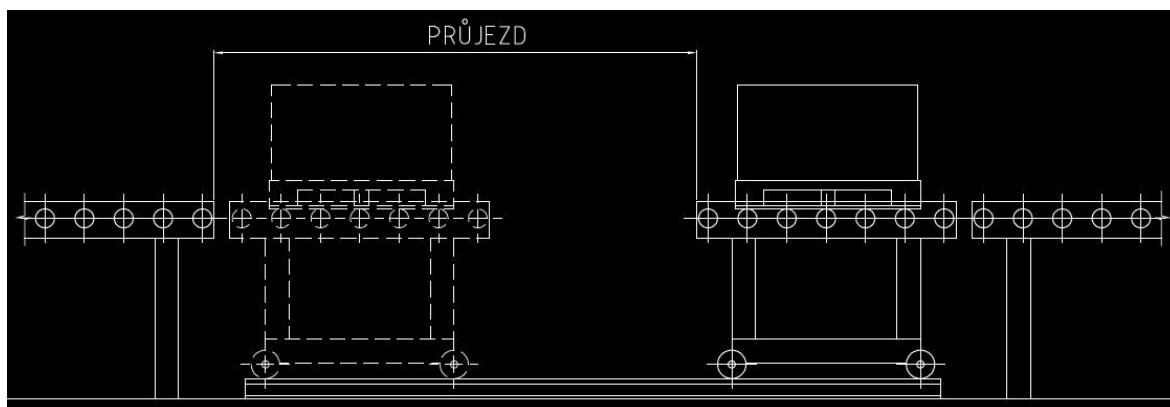
2.1 Možnosti konstrukčního řešení

Je mnoho možností, jak by se tato situace dala řešit v praxi. Jednou takovou možností přepravy palety přes traťové přerušení se nabízí např. mostový jeřáb (obr. 2.1), který ovšem vyžaduje další prostor kolem válečkové trati tak i nad ní a navíc by byla nutná obsluha u zapojování a vypořádání manipulační jednotky k jeřábu, což by vedlo k narušení plynulosti dopravy a nutnosti lidské práce tam, kde je to nežádoucí.

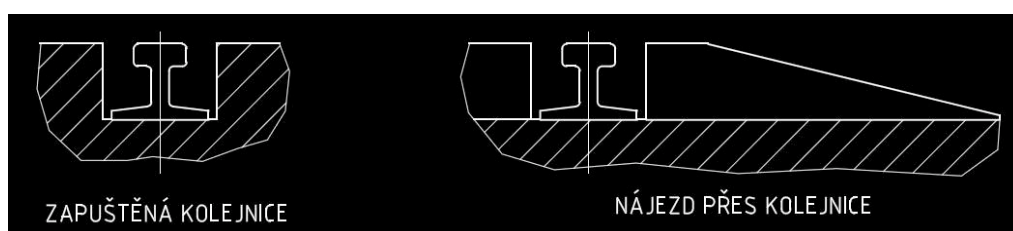


Obr. 2.1 Mostový jeřáb

Další možností by mohl být kolejový vozík (obr. 2.2), který by byl součástí válečkové trati. Jednalo by se vlastně o válečkový dopravník vybavený pojezdovými koly. Toto řešení se jeví jako ideální, ale má jednu nevýhodu a to, že kolejnice by překážely v průjezdu. V takovém případě by se muselo použít nějakého nájezdu přes kolejnice (obr. 2.3), případně je zapustit do země (obr. 2.3), což vyžaduje zásah do podlahy haly.

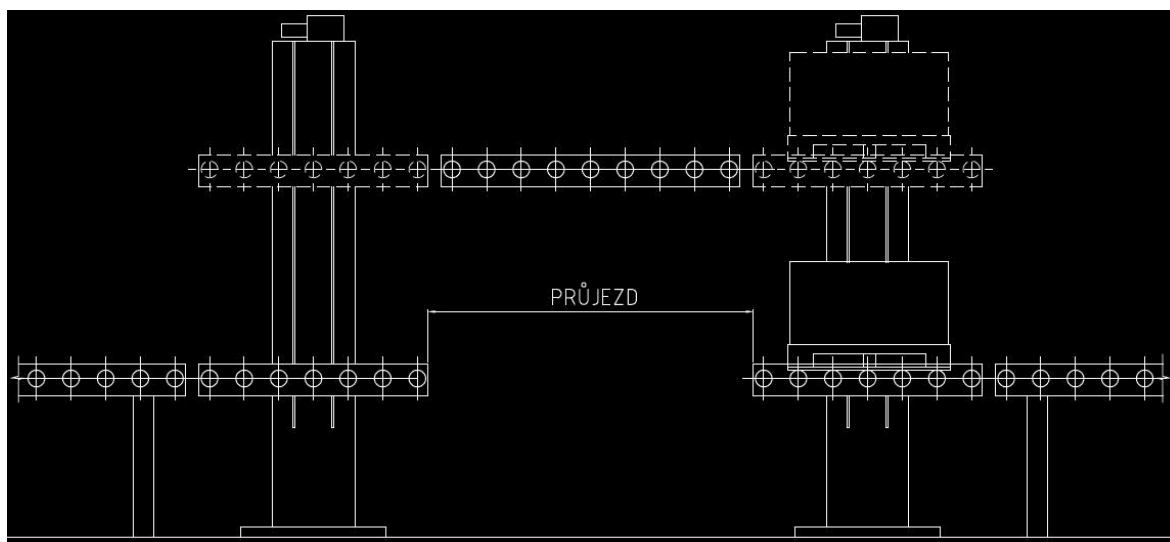


Obr. 2.2 Kolejový vozík



Obr. 2.3 Úprava podlahy pro kolejnice

Další možností, jak řešit tento problém je použít dvou zdviží a přemostit tak v dostatečné výšce průjezdovou část válečkové tratě (Obr. 2.4). Jednalo by se vlastně o válečkový dopravník, který pojíždí na konzole nahoru a dolů pomocí dvou řetězových převodů (podobný princip jako u korečkového dopravníku). Pro zvedání by se dalo také použít i například hydraulického válce, ale při velkém zdvihu by bylo vhodnější použít zmiňovaného řetězového převodu. Nevýhoda tohoto řešení jsou opět velké zástavbové rozměry a složitost zařízení.

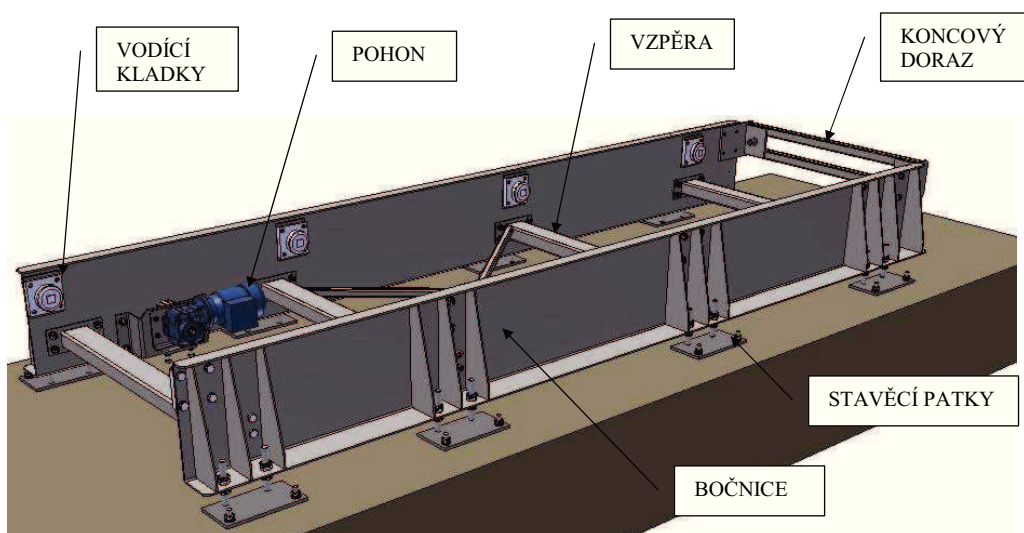


Obr. 2.4 Zdviž

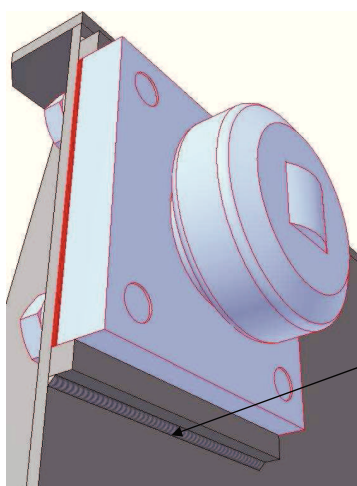
2.2 Vlastní konstrukční řešení

Řešení, které jsem se nakonec rozhodl realizovat, je vysouvací válečkový dopravník, který bude součástí válečkové trati a nevyžaduje žádné větší zástavbové rozměry a ani žádné komplikované zásahy do podlahy. Celý dopravník se skládá z pevného rámu (Obr. 2.5) kotveného k podlaze a pohyblivého rámu s válečkovým dopravníkem (Obr. 2.8).

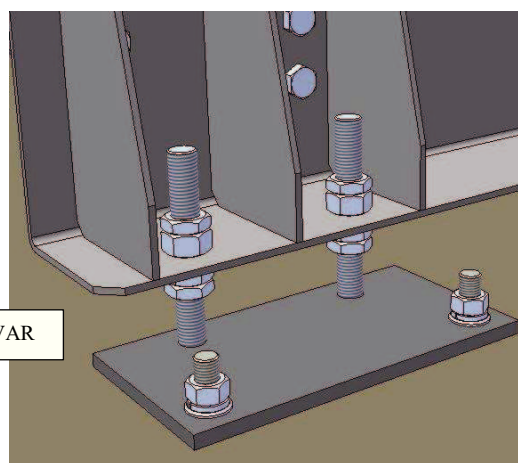
Pevný rám je sestaven ze dvou svařovaných bočnic z ohýbaných výpalků plechů a žeber, spojených několika svařovanými vzpěrami z válcovaných profilů a plechů. Dále jsou na pevném rámu uchyceny kladky sloužící pro lineární vedení při vysouvání válečkového dopravníku a elektropřevodovka pro pohon vysouvání. Po ustavení vodících kladek do roviny se kladky zajistí proti posunutí přivařením ocelového hranolku (Obr. 2.6). Součástí rámu jsou stavěcí patky (Obr. 2.7), kterými se nastavuje pracovní výška dopravníku a zároveň slouží pro ukotvení k podlaze závitovými tyčemi a chemickými kotvami. Rám je také opatřen dorazem pro koncovou polohu zasunutí válečkového dopravníku.



Obr. 2.5 Pevný rám

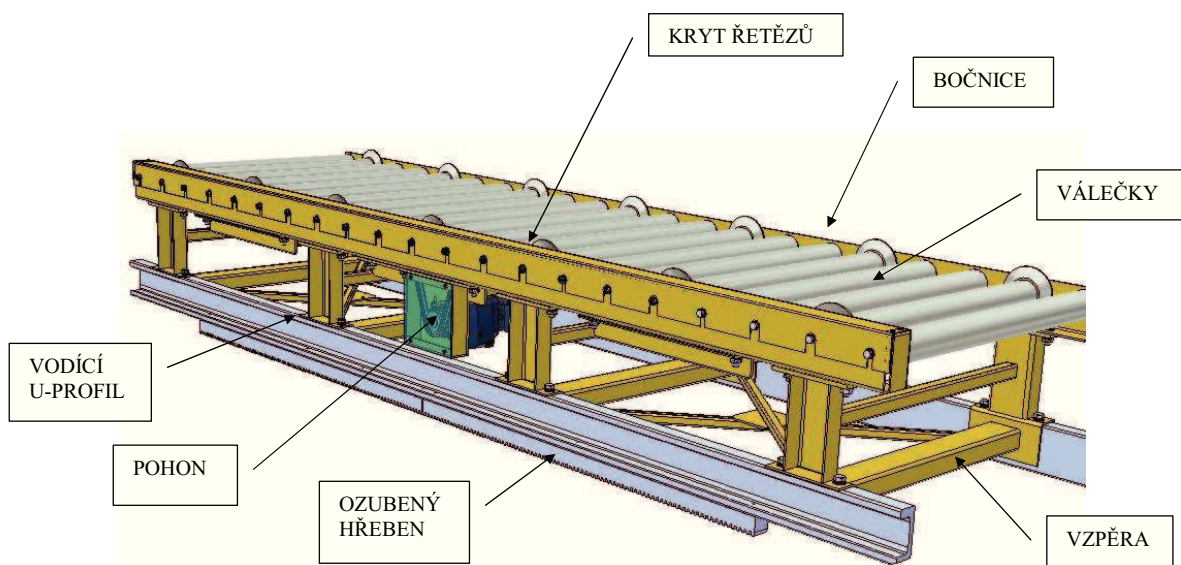


Obr. 2.6 Zajištění kladky

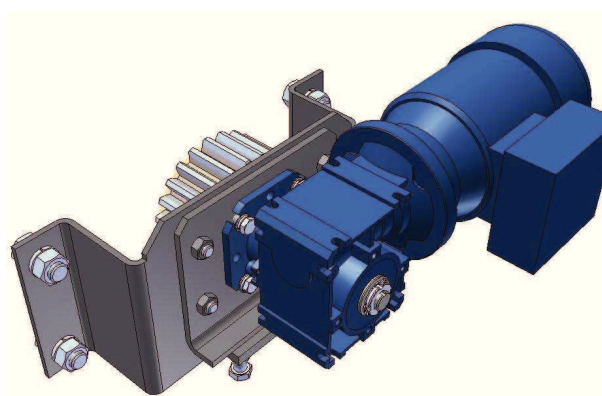


Obr. 2.7 Stavěcí patka

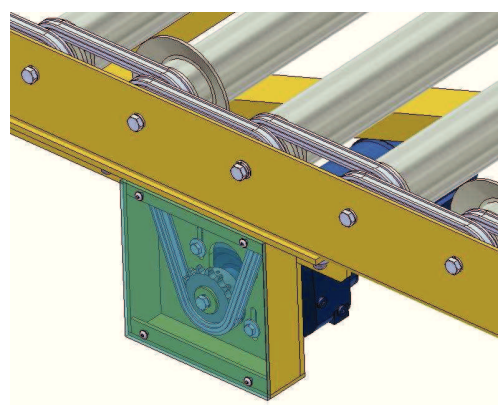
Pohyblivý rám s válečkovým dopravníkem je složen ze dvou bočnic s ohýbaných výpalků plechů, přišroubovaných ke svařovaným vzpěrám z válcovaných profilů a plechů, ke kterým jsou dále přišroubovány vodící U-profil. Celý válečkový dopravník je nasazen na pevných rotujících kladkách spodního rámu, po kterých se pohybuje. Tento pohyb je realizován pomocí šnekové elektropřevodovky uchycené k pevnému rámu s ozubeným kolem na hřídeli (Obr. 2.9) a ozubeného hřebene upevněného na pohybujícím se rámu. Válečkový dopravník je poháněn čelní elektropřevodovkou, kdy se kroutící moment přenáší na válečky prostřednictvím řetězového kola a válečkových řetězů (Obr. 2.10).



Obr. 2.8 Pohyblivý rám s válečkovým dopravníkem

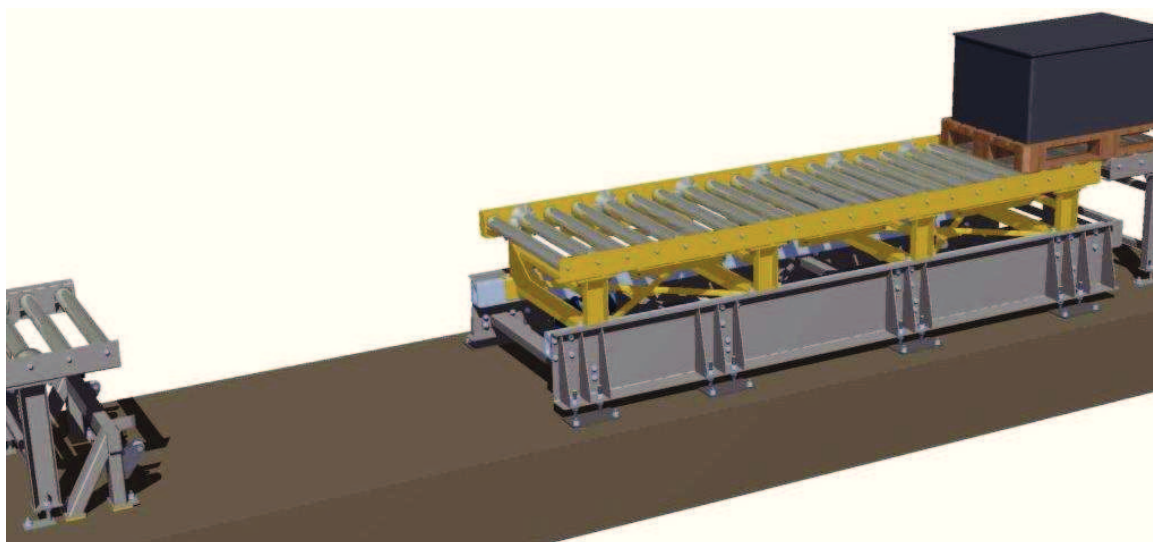


Obr. 2.9 Pohon vysouvání

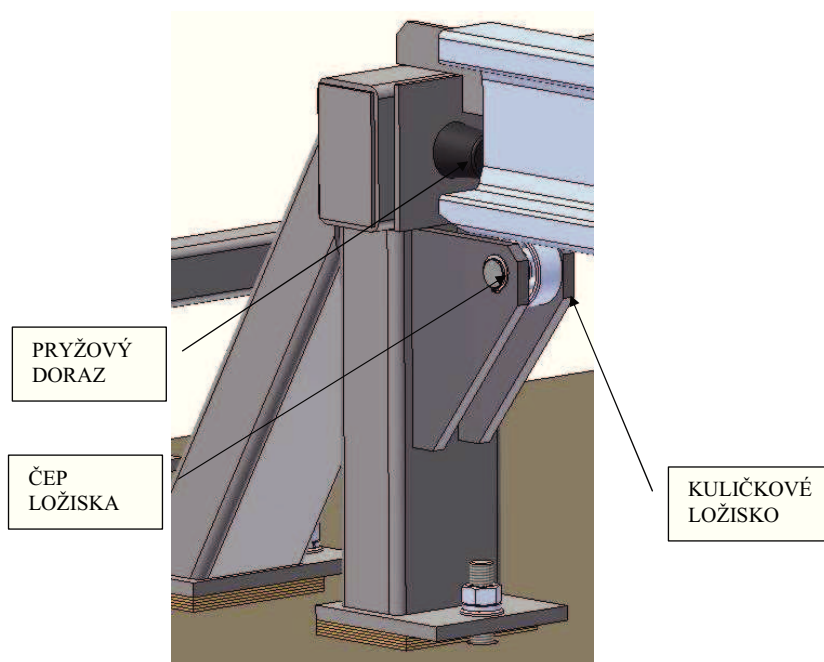


Obr. 2.10 Pohon válečkového dopravníku

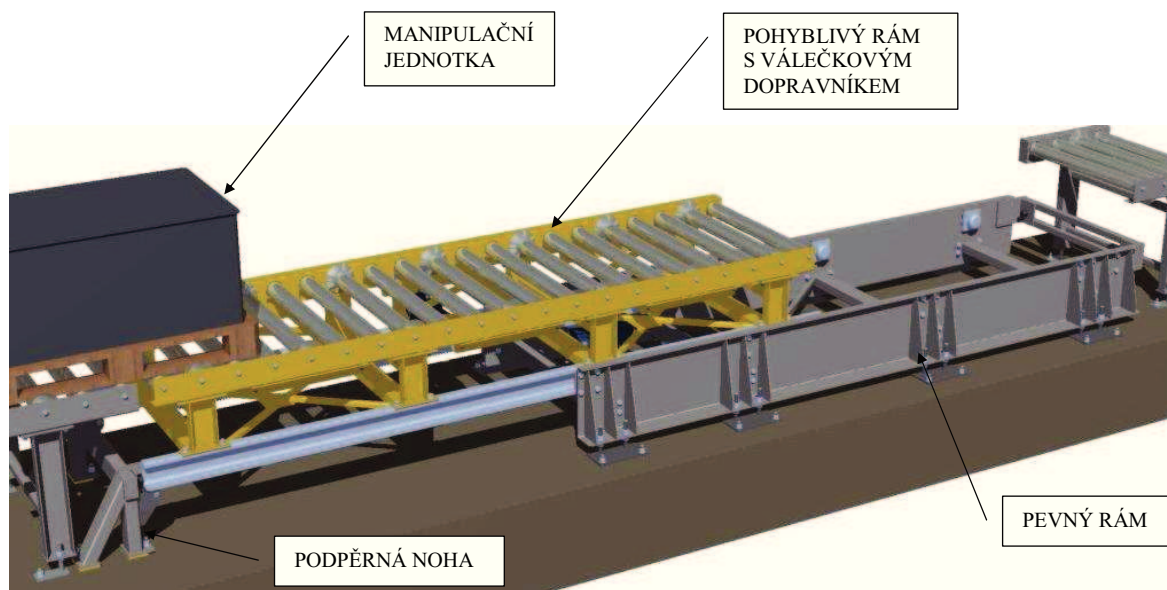
Princip pohybu palety po dopravníku je následovný. Při dopravě paleta najede na začátek výsuvného dopravníku, kde se zastaví (Obr. 2.11). Následně se dopravník vysune i s paletou přes mezeru k navazujícímu dopravníku, kde se jeho volný konec zastaví o pryžový doraz a zároveň podepře kuličkovým ložiskem na podpěrné noze (Obr. 2.12). Po té se opět roztočí válečky a paleta pokračuje dále ve směru jízdy (Obr. 2.13). Nakonec se dopravník opět zasune a čeká na příjezd další palety.



Obr. 2.11 Zasunutý dopravník



Obr. 2.12 Podpěrná noha



Obr. 2.13 Vysunutý dopravník s popisem

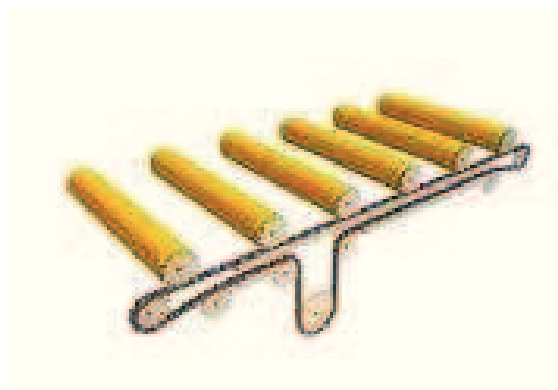
3. Konstrukční návrh a výpočet válečkového dopravníku

3.1 Volba válečků

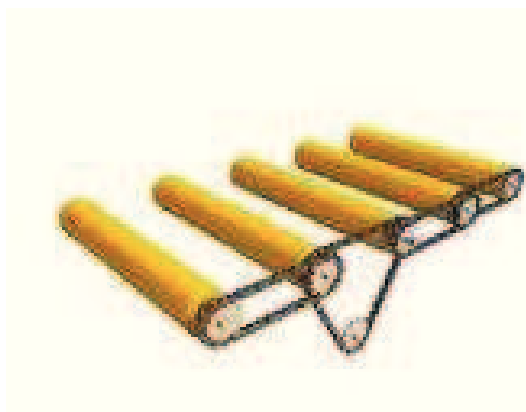
Základní typy pohonů válečků válečkového dopravníku:

a) Pohon tečným řetězem

„U tohoto typu jsou válečky poháněny jednou řetězovou smyčkou. Každý váleček je opatřen jedním řetězovým kolem. U dopravníků poháněných řetězem z válečku na váleček je síla přenášena pomocí krátkých smyček řetězu. Každá smyčka obepíná řetězové kolo připojené k sousednímu poháněnému válečku a způsobuje tak jejich rotaci. Pro každý poháněný váleček je potřeba dvou řetězových kol.“ [8]

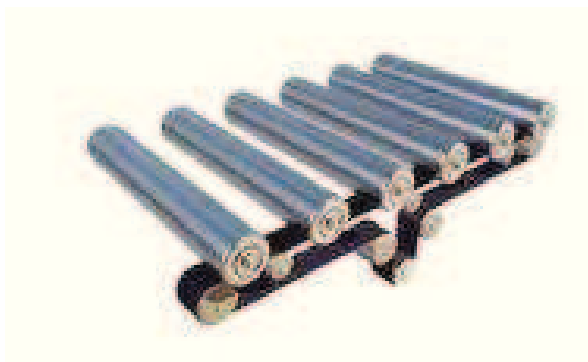


Obr. 3.1 Pohon řetězovou smyčkou [8]



Obr. 3.2 Pohon z válečku na váleček [8]

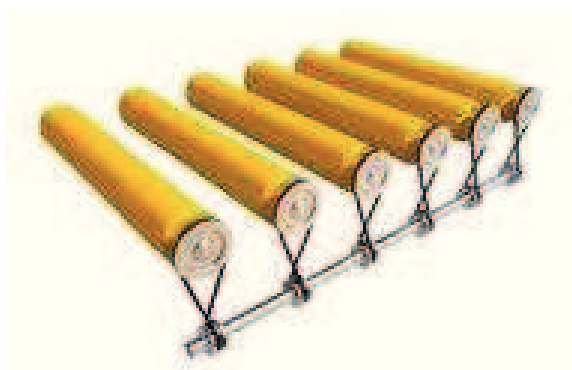
b) Pohon tečným řemenem



Obr. 3.3 Pohon tečným řemenem [8]

c) Pohon kruhovým řemínkem

„Zde se využívají pro pohon hnací hřídel s kladkami umístěnou kolmo na válečky. Ve válečcích jsou vytvořeny drážky ekvivalentní velikosti řemene.“ [8]



Obr. 3.4 Pohon kruhovým řemínkem [8]

Volím typ pohonu z válečku na váleček.

Manipulační jednotka dopravníku je euro paleta se zbožím o rozměrech 800x1200 mm a maximální hmotností 1000 kg.

Pro lepší vedení palety po dopravníku je dobré užít válečky s nákolky. Není nutné však použít takovéto válečky po celé délce a proto volím válečky s nákolky pouze jako každý čtvrtý váleček.

Pro můj případ použiji válečky s nákolky a bez nákolků firmy Interroll Série 3950.

Parametry válečků:

Tab. 3.1 Technické údaje válečků [6]

Max. zatížení	5000 N
Max. rychlost dopravníku	0,5 m/s
Teplotní rozpětí	0 až +40°C
Materiály	
Pouzdro ložiska	Polyamid
Hlava pohonu	Ocel
Ucpávka	Polyamid
Kuličkové ložisko	Ocel 6205 2RZ

Tab. 3.2 Rozměry pro 2 ocelové pastorky 5/8", bez příruby [6]

Počet zubů	Ø Vrcholová kružnice [mm]	Ø Roztečná kružnice [mm]	Ø A [mm]
15	83	76,36	60
18	98	91,42	70

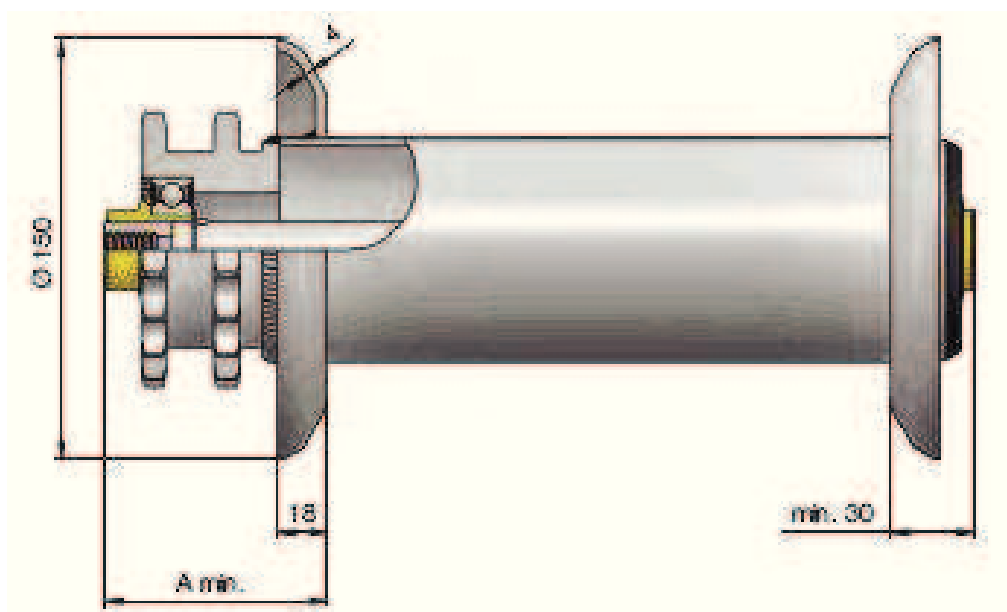
Váleček série 3950 s 2 nákolky průměru ϕ 150, rozměr mezi nákolky 820 mm

Průměr válečku (trubky) ϕ 80x3

Průměr hřídele ϕ 20, závit v hřídeli M12x20

Ocelové řetězové dvojkolo 5/8"x3/8" (2x10B-1), počet zubů 15

Ložiska 6205 2RZ,



Obr. 3.5 Váleček s nákolky [6]

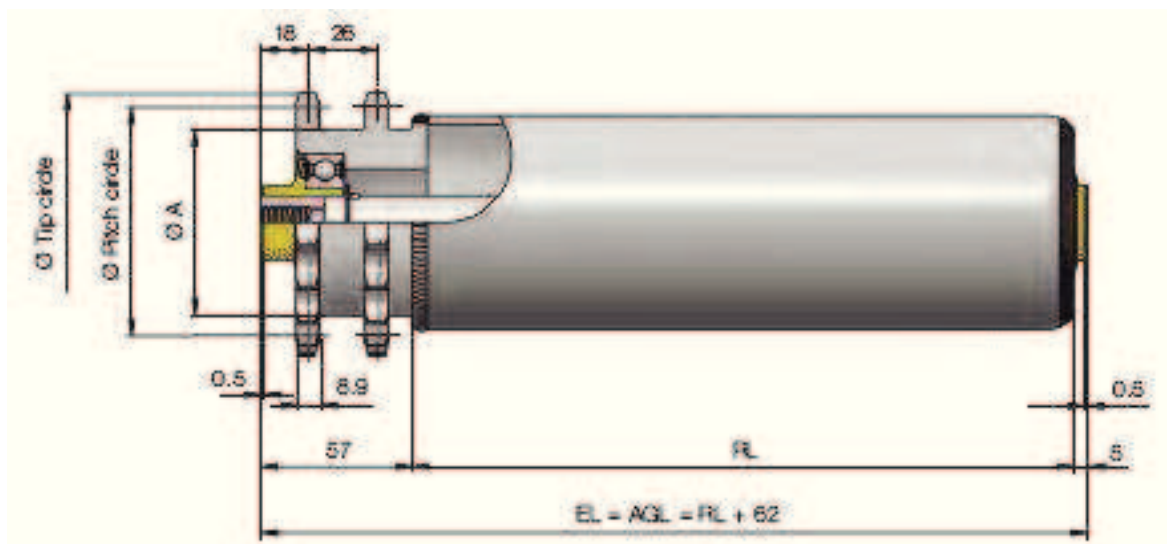
Váleček série 3950

Průměr válečku (trubky) ϕ 80x3

Průměr hřídele ϕ 20, závit v hřídeli M12x20

Ocelové řetězové dvojkolo 5/8"x3/8" (2x10B-1), počet zubů =15

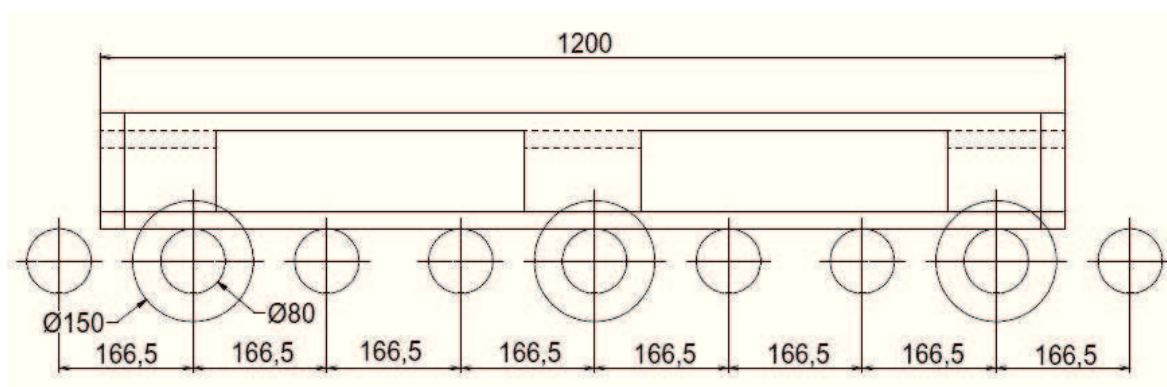
Ložiska 6205 2RZ



Obr. 3.6 Váleček bez nákolů [6]

3.2 Stanovení potřebného výkonu pohonu válečkového dopravníku

Velikost zatížení připadající na jeden váleček



Obr. 3.7 Schéma počtu válečků pod paletou

$$m_{p1} = \frac{m_p}{n_{zv}} \quad [3.1]$$

$$m_{p1} = \frac{1000}{7}$$

$$m_{p1} = 142,86 \text{ kg}$$

Kde:

m_p - hmotnost palety [kg]

n_{zv} - počet zatížených válečků [-]

Celkový počet válečků na dopravníku

$$n_v = \frac{l_{VD}}{t_v} + 1 \quad (3.2)$$

$$n_v = \frac{3330}{166,5} + 1$$

$$n_v = 21$$

$$\begin{aligned} n_v &= n_{v1} + n_{v2} \\ n_v &= 7 + 14 \end{aligned} \quad (3.3)$$

Kde:

l_{VD} - je roztečná délka mezi prvním a posledním válečkem [mm]

t_v - je rozteč mezi válečky [mm]

n_{v1} - počet válečků s nákolky na dopravníku [–]

n_{v2} - počet válečků bez nákolků na dopravníku [–]

Celkový počet válečků na dopravníku je 21, z čehož je ale použito 7 válečků s nákolky (n_{v1}) a 14 bez nákolků (n_{v2}).

Při dopravě palety po dopravníku překonává paleta na jednom válečku tyto odpory:

- Odpor valivého a čepového tření
- Odpor výrobních a montážních nepřesností a nepravidelností stykových ploch palety.

Odpor valivého a čepového tření

Jelikož používám dva druhy válečků, musím vypočítat odpory pro oba typy válečků zvlášť. Odpory se vypočítají dle následujících vztahů, kde F_{T1} je pro odpory válečků s nákolkem a F_{T2} pro bez nákolkové válečky.

Pro váleček s nákolkem:

$$F_{T1} = m_{p1} \cdot g \cdot \frac{\xi_1 + \mu \cdot \frac{d_{\xi}}{2}}{\frac{D_v}{2}} + m_{v1} \cdot g \cdot \frac{\mu \cdot \frac{d_{\xi}}{2}}{\frac{D_v}{2}} \quad (3.4)$$

$$F_{T1} = 142,86 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0012 + 0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}} + 7 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}}$$

$$F_{T1} = 51,21 \text{ N}$$

Pro váleček bez nákolku:

$$F_{T2} = m_{p1} \cdot g \cdot \frac{\xi_1 + \mu \cdot \frac{d_{\xi}}{2}}{\frac{D_v}{2}} + m_{v2} \cdot g \cdot \frac{\mu \cdot \frac{d_{\xi}}{2}}{\frac{D_v}{2}} \quad (3.5)$$

$$F_{T2} = 142,86 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0012 + 0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}} + 6,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}}$$

$$F_{T2} = 51,16 \text{ N}$$

Kde:

- ξ_1 - valivý odpor mezi paletou a válečkem [m]
- μ - součinitel čepového tření [–]
- D_v - průměr válečku [m]
- d_{ξ} - průměr čepu válečku pro ložisko [m]
- m_{v1} - hmotnost rotující části válečku s nákolky [kg]
- m_{v2} - hmotnost rotující části válečku bez nákolků [kg]
- g - gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]

Tab. 3.3 Rameno valivého odporu [11]

Materiály	Rameno valivého odporu [m]
Ocel na oceli	0,0005
Ocelové kolo na kolejnici	0,0004-0,0005
Nekalená ocel na nekalené oceli	0,00005-0,00006
Kalená ocel na kalené oceli (valivá ložiska)	0,000001-0,000005
Dřevo na oceli	0,0012
Dřevo na dřevě	0,0015
Litina na litině	0,00051
Litina na žule	0,0021
Litina na dřevě	0,0056
Polymer na oceli	0,002
Tvrdá pryž na oceli	0,0077
Tvrdá pryž na betonu	0,01-0,02
Pneumatika na asfaltu	0,0025-0,0045
Guma na betonu	0,015-0,035

Odpor výrobních a montážních nepřesností

$$F_{T3} = 0,005 \cdot m_{p1} \cdot g \quad (3.6)$$

$$F_{T3} = 0,005 \cdot 142,86 \cdot 9,81$$

$$F_{T3} = 7 \text{ N}$$

Celkový odpor na jednom válečku

Pro váleček s nákolkem:

$$F_{Tc1} = F_{T1} + F_{T3} \quad (3.7)$$

$$F_{Tc1} = 51,21 + 7$$

$$F_{Tc1} = 58,22 \text{ N}$$

Pro váleček bez nákolku:

$$F_{Tc2} = F_{T2} + F_{T3} \quad (3.8)$$

$$F_{Tc2} = 51,16 + 7$$

$$F_{Tc2} = 58,17 \text{ N}$$

Celkový výkon pohonu válečkového dopravníku

Celková zatěžující síla pro válečky s nákolkem:

$$F_{C1} = n_p \cdot n_{zv1} \cdot m_{p1} \cdot g \cdot \left(\frac{\xi_1 + \mu \cdot \frac{d_c}{2}}{\frac{D_v}{2}} + 0,005 \right) + n_{v1} \cdot m_{v1} \cdot g \cdot \frac{\mu \cdot \frac{d_c}{2}}{\frac{D_v}{2}} \quad (3.9)$$

$$F_{C1} = 1 \cdot 3 \cdot 142,86 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}} + 0,005 \right) + 7 \cdot 7 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}}$$

$$F_{C1} = 176,37 \text{ N}$$

Celková zatěžující síla pro válečky bez nákolku:

$$F_{C2} = n_p \cdot n_{zv2} \cdot m_{p1} \cdot g \cdot \left(\frac{\xi_1 + \mu \cdot \frac{d_c}{2}}{\frac{D_v}{2}} + 0,005 \right) + n_{v2} \cdot m_{v2} \cdot g \cdot \frac{\mu \cdot \frac{d_c}{2}}{\frac{D_v}{2}} \quad (3.10)$$

$$F_{C2} = 1 \cdot 4 \cdot 142,86 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,0012 + 0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}} + 0,005 \right) + 14 \cdot 6,2 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,02 \cdot \frac{0,025}{2}}{\frac{0,08}{2}}$$

$$F_{C2} = 236,48 \text{ N}$$

Kde:

- n_p - počet palet na dopravníku [–]
- n_{zv1} - počet zatížených válečků s nákolky [–] (Obr. 3.6)
- n_{zv2} - počet zatížených válečků bez nákolků [–] (Obr. 3.6)
- m_{v1} - hmotnost jednoho rotující části válečku s nákolky [kg]
- m_{v2} - hmotnost rotující části jednoho válečku bez nákolků [kg]

$$\begin{aligned} F_C &= F_{C1} + F_{C2} \\ F_C &= 176,37 + 236,48 \\ F_C &= 412,85 \text{ N} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Kde:

- F_{C1} - celková zatěžující síla pro válečky s nákolky [N]
- F_{C2} - celková zatěžující síla pro válečky bez nákolků [N]

Volím rychlost válečkového dopravníku $v_{VD} = 12 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a celkovou účinnost $\eta_C = 0,8$

$$P_{1VD} = F_C \cdot \frac{v_{VD}}{1000 \cdot \eta_C} \quad (3.12)$$

$$P_{1VD} = 412,85 \cdot \frac{0,2}{1000 \cdot 0,8}$$

$$P_{1VD} = 0,103 \text{ kW}$$

Kde:

- F_C - celková zatěžující síla [N]
- v_{VD} - rychlost válečkového dopravníku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- η_C - celková účinnost [–]

3.3 Volba převodovky a elektromotoru

Převodový poměr mezi převodovkou a válečky

$$z_1 = 15$$

$$z_2 = 15$$

$$i_{VD} = \frac{z_2}{z_1} \quad (3.13)$$

$$i_{VD} = \frac{15}{15}$$

$$i_{VD} = 1$$

Kde:

z_1 - počet zubů na hnacím řetězovém kole [–]

z_2 - počet zubů na válečku [–]

Výpočet otáček převodovky

$$n_{1VD} = \frac{v_{VD}}{\pi \cdot D_v} \cdot i_{VD} \quad (3.14)$$

$$n_{1VD} = \frac{12}{\pi \cdot 0,08} \cdot 1$$

$$n_{VD} = 47,746 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

i_{VD} - převodový poměr mezi převodovkou a válečky [–]

D_v - průměr válečku [mm]

Dle vypočteného výkonu a otáček volím čelní převodovku s přírubou a elektromotorem s brzdou firmy NORD typ SK02F-63L/4 Bre5. [7]



Obr. 3.8 Čelní převodovka s přírubou a motorem

Parametry převodovky:

Jmenovitý výkon: $P_{VD} = 0,18 \text{ kW}$

Výstupní otáčky: $n_{VD} = 48 \text{ min}^{-1}$

Kroutící moment: $M_{VD} = 36 \text{ Nm}$

Brzdný moment: $M_B = 5 \text{ Nm}$

3.4 Skutečná rychlost válečkového dopravníku

$$v_{VDsk} = \frac{n_{VD} \cdot \pi \cdot D_v}{i_{VD}} \quad (3.15)$$

$$v_{VDsk} = \frac{48 \cdot \pi \cdot 0,08}{1}$$

$$v_{VDsk} = 12,06 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,201 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

n_{VD} - výstupní otáčky převodovky [min^{-1}]

3.5 Kontrola řetězu

Pro pohon zvolených válečků Interroll je určen normalizovaný řetěz 10B-1 ČSN 02 3311.

Výpočet obvodové síly na řetězovém kole

$$F_O = \frac{P_{VD}}{v_{VDsk}} \quad (3.16)$$

$$F_O = \frac{180}{0,201}$$

$$F_O = 895,25 \text{ N}$$

Kde:

P_{VD} - jmenovitý výkon elektropřevodovky [W]

v_{VDsk} - skutečná rychlost válečkového dopravníku [$m \cdot s^{-1}$]

Výpočet skutečné obvodové síly

$$F_{Osk} = F_O + m_r \cdot v_{VDsk}^2 + \frac{m_r \cdot A_2^2}{8 \cdot 0,01 \cdot A_2} \cdot g \quad (3.17)$$

$$F_{Osk} = 895,25 + 0,95 \cdot 0,201^2 + \frac{0,95 \cdot 0,24215^2}{8 \cdot 0,01 \cdot 0,24215} \cdot 9,81$$

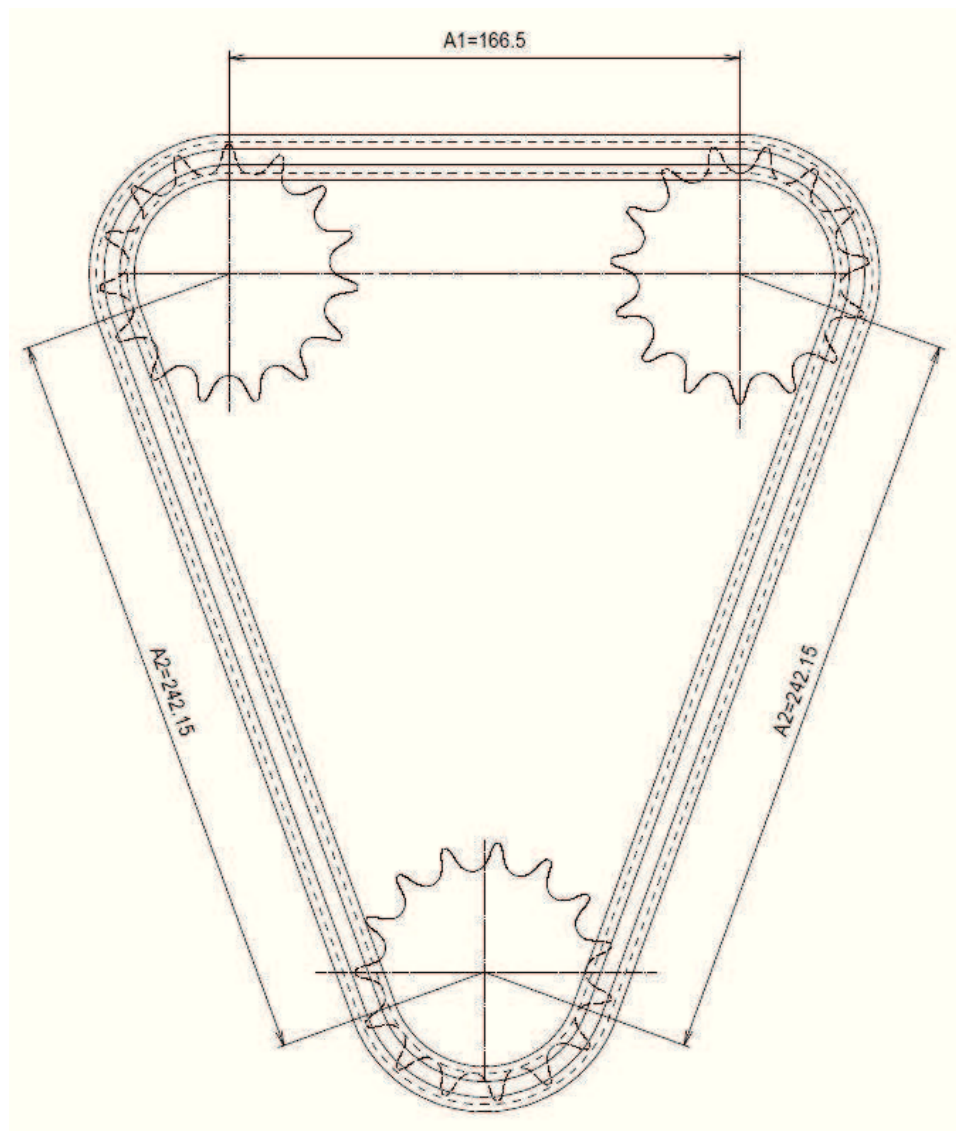
$$F_{Osk} = 923,48 \text{ N}$$

Kde:

F_O - obvodová síla [N]

m_r - hmotnost řetězu na 1 metr [$kg \cdot m^{-1}$]

A_2 - osová vzdálenost mezi převodovkou a válečky [m] (Obr. 3.8)



Obr. 3.9 Osově vzdálenosti řetězových kol

Kontrola řetězu při statickém zatížení

Obvodovou sílu způsobenou účinkem odstředivé síly můžeme zanedbat vzhledem na používané rychlosti ($v_{VDSk} < 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$) a typy řetězu.

k_s je součinitel bezpečnosti proti přetržení při statickém zatížení a jeho výsledná hodnota musí být ≥ 5 .

Síla při přetržení F_{pt} pro řetěz 10B-1 je rovna 22200 N. (Lit. [1])

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_{Osk}} \quad (3.18)$$

$$k_s = \frac{22200}{923,48}$$

$$k_s = 24,04$$

$$k_s \geq 5$$

$$24,04 > 5 \quad \text{Vyhovuje}$$

Kde:

F_{Osk} - skutečná obvodová síla [N]

F_{pt} - síla při přetržení řetězu [N]

Kontrola řetězu při dynamickém zatížení

k_d je součinitel bezpečnosti proti přetržení při dynamickém zatížení a jeho výsledná hodnota musí být ≥ 7 .

Y je činitel rázu ($Y = 1$ pro bezrázový chod a $Y = 2$ pro lehké rázy)

Dopravníky pro kusový materiál patří do skupiny s lehkými rázy, a proto volím $Y = 2$ (Tab. 3.3)

Tab. 3.3 Součinitele rázu Y [13]

Hnané stroje	Hnací stroje - Součinitel rázu "Y"							
	Elektromotory	Spalovací motory					Turbíny	
		pomaloběžné		rychloběžné			vodní	
		1 vál.	2 vál.	2 vál.	4 vál.	6 vál.	rychl.	poma.
Pístové pumpy 1 válec	2,0	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6	2,5	3,5
Pístové pumpy 2 válce	1,8	4,0	3,5	3,0	2,7	2,3	2,2	2,7
Válcovací tratě převodované	2,5							
Válcovací tratě přímé	3,0							
Drťicí válce	2,0							
Kulové mlýny	1,8							
Troubové mlýny	2,0							
Kladivové mlýny	2,5		5,0	4,5	4,0	3,5		
Hnací stroje převodované	2,5							
Hnací stroje přímé	3,0							
Brusky na celulózu	1,8						2,2	3,0
Nářasná síta	2,0		4,0	3,5	3,2	2,8		
Pěchovačky	2,0	5,0	4,0	3,5	3,2			
Mísicí bubny	1,7	4,0	3,2	3,0	2,5	2,0		
Bagry	3,0			5,0	4,5	4,0		
Půdní frézy			5,0	4,5	4,0			
Mísiče	1,6							
Dopravníky pro sypký materiál	1,5	3,0	2,8	2,5	2,2	2,0		
Dopravníky pro kusový materiál	2,0	4,0	3,5	3,0	2,7	2,0		
Zdvihadla	2,5	5,0	4,0	3,5	3,0	2,6		
Vidlicové zdvihací vozíky	3,0			4,5	3,5			
Důlní rumpály	2,5							
Generátory - velké zatížení	1,5		2,0				1,2	1,5
Generátory - malé zatížení	1,0		2,8				1,7	2,5
Transmise poháněné	1,5				2,3	2,0	2,0	2,5

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_{osk} \cdot Y} \quad (3.19)$$

$$k_d = \frac{22200}{923,48 \cdot 2}$$

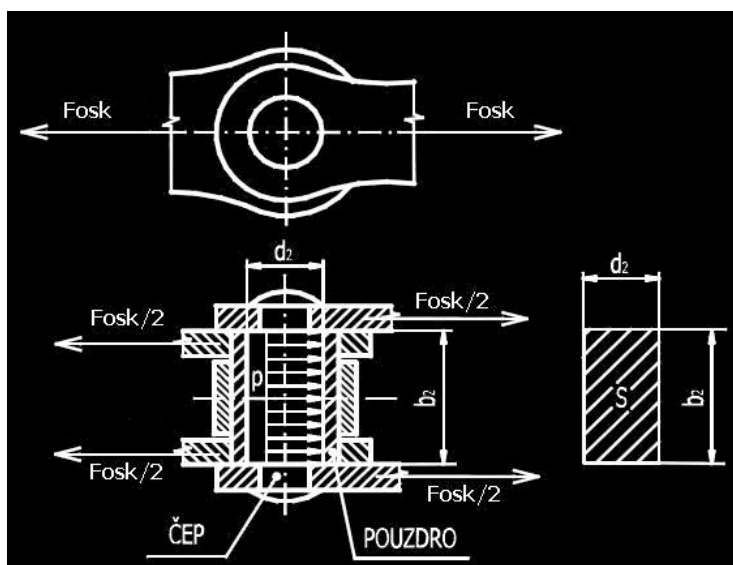
$$k_d = 12,02$$

$$k_d \geq 7$$

(3.20)

12,02 > 7 Vyhovuje

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu



Obr. 3.10 Měrný tlak v kloubu pouzdrového řetězu [5]

$$p_v = \frac{F_{osk}}{S} \quad (3.21)$$

$$p_v = \frac{923,48}{67,46}$$

$$p_v = 13,69 \text{ MPa}$$

Kde:

S - plocha kloubu řetězu [mm^2]

$$S = d_2 \cdot b_2 \quad (3.22)$$

$$S = 5,08 \cdot 13,28$$

$$S = 67,46 \text{ mm}^2$$

Kde:

d_2 - průměr čepu řetězu [mm]

b_2 - vnější šířka vnitřního článku [mm]

Dovolený měrný tlak v kloubu:

$$p_d = p_i \cdot \lambda \quad (3.23)$$

$$p_d = 30,21 \cdot 0,5$$

$$p_d = 15,11 \text{ MPa}$$

$$p_d \geq p_v \quad (3.24)$$

$$15,11 > 13,69 \quad \text{Vyhovuje}$$

Tab. 3.4 Měrný tlak v kloubech řetězu [13]

Obvodová Rychlost m/sec.	Měrný tlak v kloubu řetězu p_i (MPa) při počtu zubů malého kola							
	11	13	15	17	19	21	23	25
0,1	31,29	31,29	31,29	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	27,96	30,02	30,21	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	25,9	27,57	28,45	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	24,13	26,09	27,08	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	22,46	24,53	25,70	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	21,29	23,35	24,72	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	18,64	21,19	22,76	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	16,68	19,33	21,09	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	15,11	17,95	19,82	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	(13,64)	16,48	18,54	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05
4,0	(11,38)	14,42	16,67	18,15	19,13	20,01	20,70	21,32
5,0	(9,32)	(12,75)	14,91	16,68	17,85	18,77	19,42	20,11
6,0		(11,08)	13,64	15,50	16,58	17,46	18,25	18,93
7,0		(9,61)	(12,35)	14,32	15,60	16,48	17,27	18,05
8,0			(11,18)	(13,34)	14,72	15,60	16,48	17,17
10,0			(9,12)	(11,48)	(13,05)	14,03	14,91	15,60
12,0				(9,91)	(11,67)	(12,85)	13,73	14,42
15,0				(7,85)	(9,99)	(11,18)	(12,16)	12,95

Kde:

p_i - měrný tlak v kloubu [MPa]

λ - součinitel tření [-]

Určení počtu článků řetězu mezi válečky

$$X_1 = 2 \cdot \frac{A_1}{P_{cl}} + \frac{z_2 + z_2}{2} \quad (3.25)$$

$$X_1 = 2 \cdot \frac{166,5}{15,875} + \frac{15 + 15}{2}$$

$$X_1 = 35,976$$

Volím počet článků řetězu mezi válečky $X_1 = 36$ (35 článků+spojka). U řetězu spojovaného spojkou je lepší volit sudý počet článků z důvodu vyhnutí se použití spojky a půl spojky.

Kde:

A_1 - osová vzdálenost mezi válečky [mm]

P_{cl} - rozteč článku řetězu [mm]

Určení počtu článků řetězu mezi válečky a převodovkou

$$X_2 = \frac{A_1}{P_{cl}} + \frac{z_2 + z_2}{2} + \frac{A_2}{P_{cl}} + \frac{z_2 + z_2 + z_1}{3} \quad (3.26)$$

$$X_2 = \frac{166,5}{15,875} + \frac{15 + 15}{2} + \frac{242,15}{15,875} + \frac{15 + 15 + 15}{3}$$

$$X_2 = 55,742$$

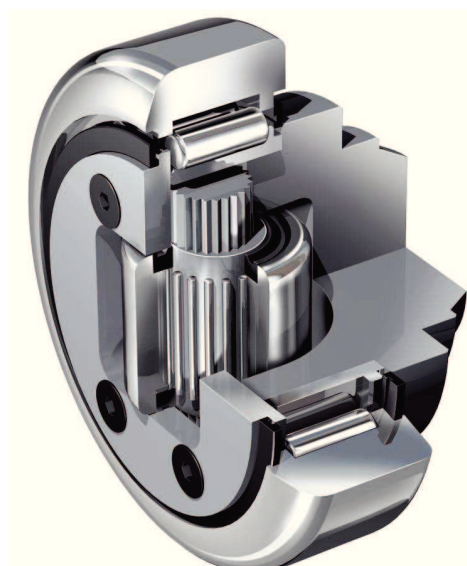
Kde:

A_2 - osová vzdálenost mezi hnacím řetězovým kolem a válečky [-]

Volím počet článků řetězu mezi válečky $X_2 = 56$ (55 článků+spojka).

4. Konstrukční návrh a výpočet výsuvné části dopravníku

Vlastní vysouvání válečkového dopravníku je realizováno pomocí ozubeného kola nasazeného na hřídeli elektropřevodovky (Obr. 2.9), která je uchycena na pevném spodním rámu a ozubeného hřebene uchyceného na vysouvacím rámu válečkového dopravníku. Jako vedení jsou použity lineární vodící U-profilů a kombinované kladky firmy Winkel. Vodící kladku volím axiální kladku nastavitelnou přes excentr typ 4.458 a vodící U-profil volím profil standard 3Nb. Vodící kladka je nasunuta na šroubovací desce AP3-Q firmy Winkel, která je uchycená k pevnému spodnímu rámu (Obr. 2.6).



Obr. 4.1 Kombinovaná kladka [9]

Tab. 4.1 Rozměrové parametry kombinovaných kladek [9]

typ	č. zboží	D mm	T mm	d -0.05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm
4.454	201.031.000	62,5	42	30	37,5-39,0	30,5-32,0	20	4,0-5,5	20	3
4.455	201.032.000	70,1	48	35	44,0-45,5	36,0-37,5	23	4,0-5,5	20	4
4.456	201.033.000	77,7	54	40	48,0-49,5	37,0-38,5	23	3,5-5,0	26	4
4.457	201.034.000	78,3	54	40	40,0-41,5	29,0-30,5	23	3,5-5,0	26	4
4.458	201.035.000	88,4	59	45	57,0-58,5	44,0-45,5	30	4,0-5,5	26	4
4.459	201.036.000	101,6	69	50	46,0-48,0	33,0-35,0	26	4,5-6,5	30	3
4.460	201.037.000	108,5	69	55	54,0-56,0	40,0-42,0	31	4,0-6,0	30	5
4.461	201.038.000	107,7	69	60	69,0-71,0	55,0-57,0	31	4,0-6,0	30	5
4.462	201.039.000	123,0	80	60	72,3-76,3	56,0-60,0	37	5,0-9,0	34	5
4.463	201.040.000	149,4	108	60	78,5-82,5	58,5-62,5	45	6,0-10,0	34	3

Tab. 4.2 Zatěžující parametry kombinovaných kladek [9]

typ	FR kN	FA kN	C kN	CO kN	CA kN	COA kN	u/min max.	hmotnost kg	šroubovací destičky	profily standard
4.454	9,40	3,10	31,0	35,5	11	11	900	0,53	AP0 AP0-Q	0 Nb
4.455	11,30	3,73	45,5	51,0	11	11	900	0,80	AP1 AP1-Q	1 Nb 3018 Nb
4.456	11,72	3,87	48,0	56,8	18	18	800	1,00	AP2 AP2-Q	2 Nb
4.457	11,72	3,87	48,0	56,8	18	18	800	0,87	-	3019 Nb
4.458	20,47	6,76	68,0	72,0	23	23	750	1,62	AP3.1 AP3	3 Nb 3020 Nb
4.459	20,11	6,70	73,0	82,0	25	27	700	1,74	-	2912 Nb
4.460	21,68	7,16	81,0	95,0	25	27	650	2,27	-	3100 Nb
4.461	21,68	7,16	81,0	95,0	25	27	650	2,82	AP4 AP4-Q	4 Nb
4.462	30,92 (24,70)	10,20	110,0	132,0	31	36	550	3,60	AP4 AP4-Q	5 Nb (3353 Nb)
4.463	54,02	17,80	151,0	192,0	31	36	450	6,30	AP6 AP6-Q	6 Nb

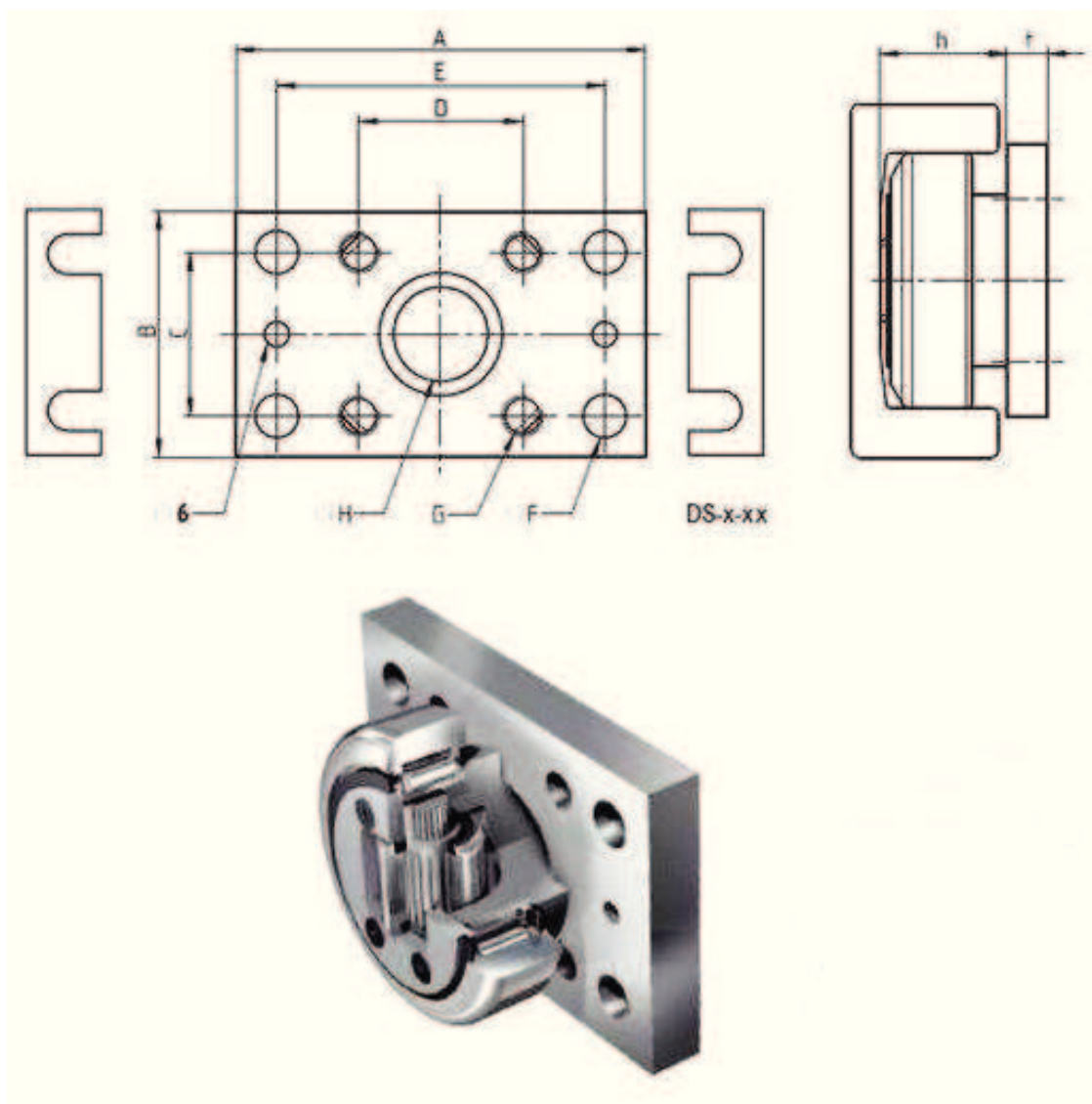


Obr. 4.2 profil standard 3Nb [9]

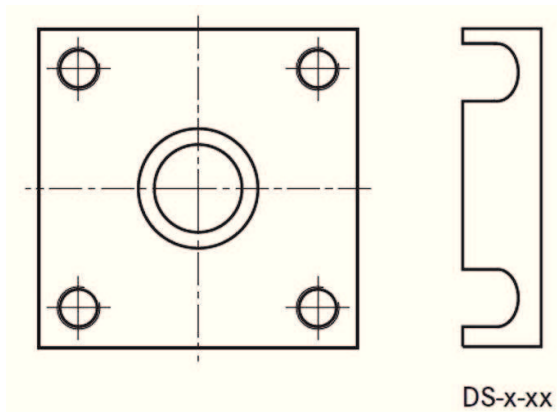
Tab. 4.3 Rozměrové parametry šroubovacích desek [9]

typ	zboží č.	A	B	C	D	E	Ø F	G	Ø H	T
AP 0	212.003.000	100	60	40	40	80	10,5	M10	30	10
AP 1	212.004.000	120	80	50	50	90	12,5	M12	35	15
AP 2	212.005.000	120	80	50	50	90	12,5	M12	40	15
AP 3.1	212.006.001	160	100	60	60	120	17,0	M16	45	20
AP 4	212.007.001	180	120	80	80	140	17,0	M16	60	20
AP 6	212.008.000	200	150	100	100	160	17,0	M16	60	20

typ	distanční podložka t=0,5mm	distanční podložka t=1,0mm
AP 0	DS-0-0,5	DS-0-1,0
AP 1	DS-1-0,5	DS-1-1,0
AP 2	DS-2-0,5	DS-2-1,0
AP 3.1	DS-3.1-0,5	DS-3.1-1,0
AP 4	DS-4-0,5	DS-4-1,0
AP 6	DS-6-0,5	DS-6-1,0



Obr. 4.3 Šroubovací desky [9]



Obr. 4.4 Šroubovací desky kvadratické řada AP-Q [9]

Odpor valivého a čepového tření

$$F_T = m_{VD} \cdot g \cdot \frac{\xi_2 + \mu \cdot \frac{d_{\check{kl}}}{2}}{\frac{D_{kl}}{2}} \quad (4.1)$$

$$F_T = 1702 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,0005 + 0,02 \cdot \frac{45}{2}}{\frac{D_{kl}}{2}}$$

$$F_T = 358,74 \text{ N}$$

Kde:

- m_{VD} - hmotnost výsuvné části dopravníku [kg] (určeno z 3D modelu)
 ξ_2 - valivý odpor mezi kladkou a vodícím profilem [m] (viz Tab. 3.3)
 D_{kl} - průměr kladky [m]
 $d_{\check{kl}}$ - průměr čepu kladky [m]

Volba rychlosti vysouvání a výpočet otáček převodovky

Volím rychlost vysouvání dopravníku $v = 5 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,083 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Volím ozubené kolo modul 5 s počet zubů 23.

$$n_1 = \frac{v}{\pi \cdot D} \quad (4.2)$$

$$n_1 = \frac{5}{\pi \cdot 0,115}$$

$$n_1 = 13,84 \text{ min}^{-1}$$

Kde:

- v - rychlost vysouvání [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

Výpočet roztečné kružnice:

$$D = m \cdot z \quad (4.3)$$

$$D = 5 \cdot 23$$

$$D = 115 \text{ mm}$$

Kde:

- m - modul ozubeného kola [mm]
 z - počet zubů ozubeného kola [—]

Výpočet výkonu pohonu

$$P_1 = F_T \cdot \frac{v}{1000 \cdot \eta_C} \quad (4.4)$$

$$P_1 = 358,74 \cdot \frac{0,083}{1000 \cdot 0,8}$$

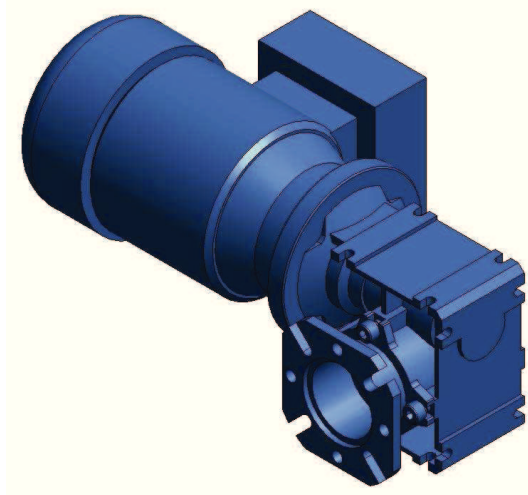
$$P_1 = 0,037 \text{ kW}$$

Kde:

v - rychlost vysouvání [$m \cdot s^{-1}$]

4.1 Volba převodovky a elektromotoru

Dle vypočteného výkonu a otáček volím šnekovou převodovku s přírubou a elektromotorem s brzdou firmy NORD typ SK1SI40-IEC63S/4 Bre5. [7]



Obr. 4.3 Šneková převodovka s přírubou a motorem

Parametry převodovky:

Jmenovitý výkon: $P = 0,12 \text{ kW}$

Výstupní otáčky: $n = 13 \text{ min}^{-1}$

Krouticí moment: $M = 31 \text{ Nm}$

Brzdný moment: $M_B = 5 \text{ Nm}$

4.2 Výpočet skutečné rychlosti vysouvání

$$v_{sk} = n \cdot \pi \cdot D \quad (4.5)$$

$$v_{sk} = 13 \cdot \pi \cdot 0,115$$

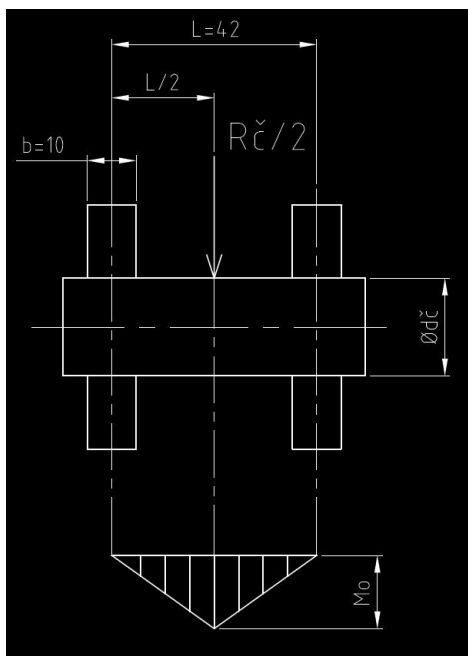
$$v_{sk} = 4,7 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,078 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Kde:

n - výstupní otáčky převodovky vysouvání [min^{-1}]

4.3 Návrh čepu a kontrola ložiska podpěrné nohy dopravníku

Návrh průměru čepu



Obr. 4.4 Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad (4.6)$$

$$\sigma_{oD} = \frac{\frac{R_{\check{c}}}{2} \cdot \frac{L}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \Rightarrow d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{R_{\check{c}} \cdot L \cdot 8}{\sigma_{oD} \cdot \pi}}$$

$$d_{\check{c}} = \sqrt[3]{\frac{8550 \cdot 42 \cdot 8}{150 \cdot \pi}}$$

$$d_{\check{c}} = 18,3 \text{ mm}$$

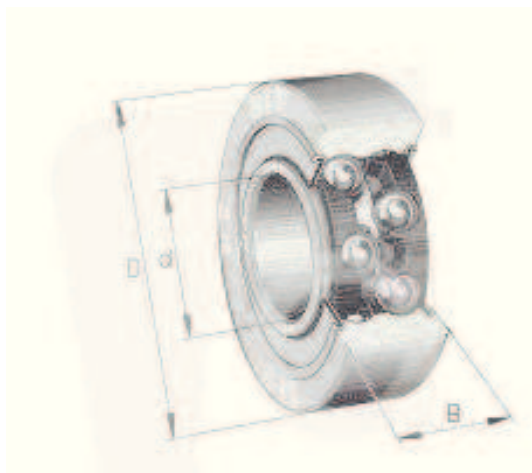
Volím průměr čepu $d_{\check{c}} = 20 \text{ mm}$

Kde:

- σ_o - Ohybové napětí [MPa]
 M_o - Ohybový moment [$N \cdot m$]
 W_o - Modul pružnosti v ohybu [mm^3]
 σ_{oD} - Dovolené ohybové napětí [MPa] (Lit. [1])
 R_{ξ} - Reakce v čepích [N] (Obr. 4.8)
 L - Výpočtová délka čepu [mm]

Kontrola podpěrného ložiska

Dle průměru čepu volím ložisko 3304 A-2RS firmy SKF
(ložisko kuličkové jednořadé s kosoúhlým stykem, oboustranně kryté pryžovým těsněním)



Obr. 4.5 Ložisko [10]

Rozměry:

- vnitřní průměr 20 [mm]
- vnější průměr 52 [mm]
- šířka 22,2 [mm]
- statická únosnost 14600 [N]

$$\frac{R_{\xi}}{2} \leq C_o \quad (4.7)$$

$$\frac{8550}{2} \leq C_o$$

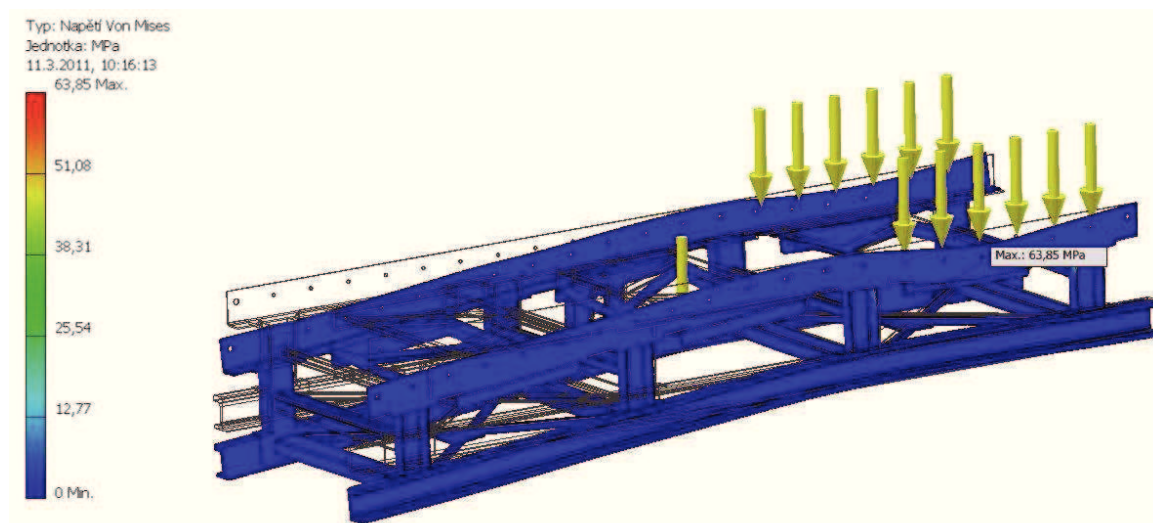
4275 < 14600 - ložisko vyhovuje

Kde:

- C_o - Statická únosnost ložiska [N]

4.4 Kontrola vysouvacího rámu pomocí MKP programu

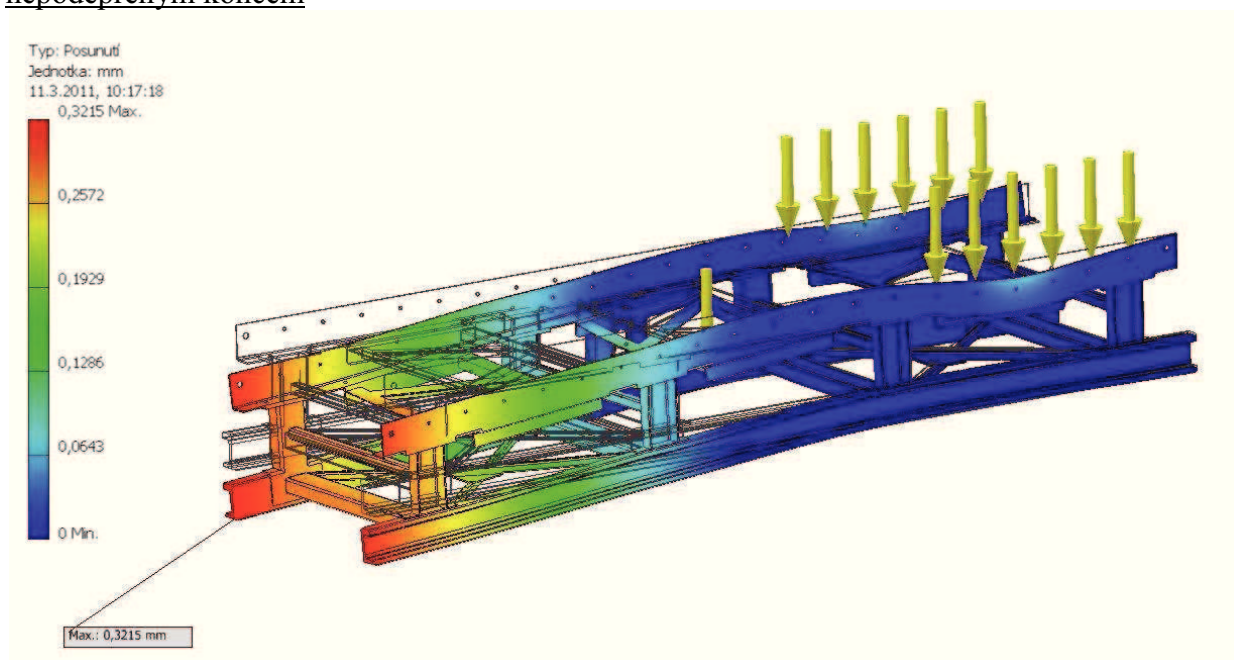
Výpočet napětí na rámu při vysunutém dopravníku s paletou a nepodepřeným koncem



Obr. 4.6 napětí na rámu při vysunutém dopravníku s paletou a nepodepřeným koncem

Max. napětí na rámu při najetí palety na začátek dopravníku je 63,85 MPa.

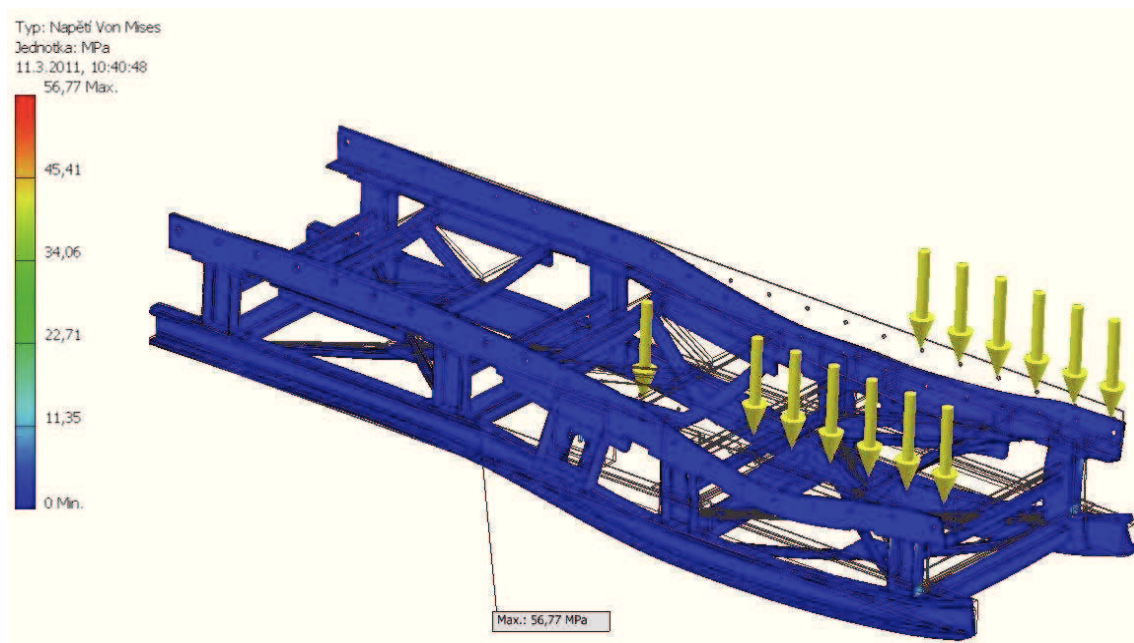
Výpočet průhybu volného konce rámu při vysunutém dopravníku s paletou a nepodepřeným koncem



Obr. 4.7 Průhyb konce rámu při vysunutém dopravníku s paletou a nepodepřeným koncem

Max. průhyb na konci rámu je 0,3215 mm. Bezpečný nájezd na podpěrné ložisko proto zajistí dostatečné sražení spodní hrany vodícího U-profilu.

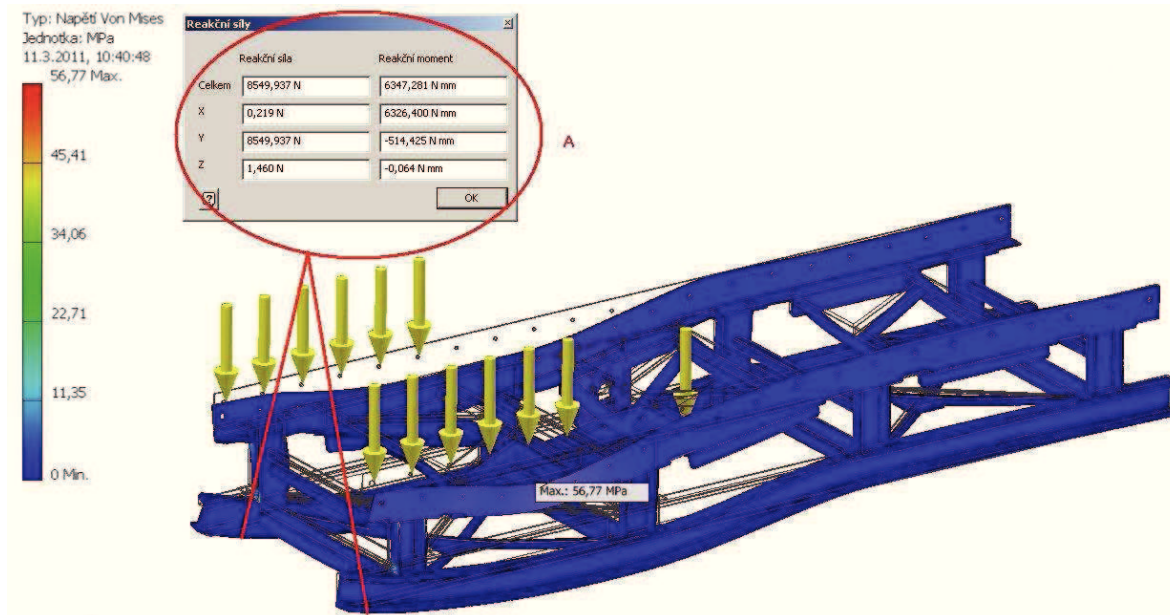
Výpočet napětí na rámu při podepřeném konci a vyjíždění palety z dopravníku



Obr. 4.8 Napětí na rámu při podepřeném konci a vyjíždění palety z dopravníku

Max. napětí na rámu při vyjíždění palety z dopravníku je 56,77 MPa.

Výpočet reakce v čepích podpěrné nohy



Obr. 4.9 Reakce v čepích podpěrné nohy

Reakční síly

	Reakční síla	Reakční moment
Celkem	8549,937 N	6347,281 N mm
X	0,219 N	6326,400 N mm
Y	8549,937 N	-514,425 N mm
Z	1,460 N	-0,064 N mm

?

OK

Obr. 4.10 Reakce v čepch podpěrné nohy (detail A)

Reakce v čepch podpěrné nohy je $R_{\xi} = 8550 \text{ N}$. (4.8)

5. Závěr

V této bakalářské práci byl navrhnout výsuvný válečkový dopravník pro přepravu palety přes přerušení na válečkové trati dle zadání. V úvodu jsme se seznámili se všeobecným přehledem týkajícím se válečkových dopravníků a jejich hlavních částí používaných v praxi. Dále následoval rozbor zadání a úvahy možnostech řešení daného problému. Poté následovalo konstrukční a početní řešení válečkového dopravníku, kde jsem navrhoval především pohon a kontroloval řetězy pro přenos kroutícího momentu z převodovky na válečky. Další částí byl návrh a výpočet výsuvné části válečkového dopravníku, kde jsem rovněž navrhoval pohon, pomocí MKP programu zkontroloval napětí na výsuvném rámu, jeho průhyb a reakce v podepřeném bodě volného konce rámu. Nakonec jsem ještě navrhnul čep ložiska podpěrné nohy a zkontroloval samotné ložisko na statické zatížení. Součástí práce je také výkresová dokumentace, jako jsou sestavné výkresy jednotlivých uzlů dopravníku a výrobní výkres podpěrné nohy dopravníku.

6. Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*, 1. vyd. Úvaly, ALBRA, 2003, 865s., ISBN 80-86490-74-2
- [2] BUZEK, V.: *Periferní zařízení RTP, Konstrukční cvičení I*, Skripta VŠB-TU Ostrava, 1993, 104 s., ISBN 80-7078-234-X
- [3] DRAŽAN, F., JEŘÁBEK, K.: *Manipulace s materiálem*, SNTL, 1979.
- [4] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů*, 1. vyd. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, 130 s., ISBN 978-80-247-1860-3
- [5] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů, Návrh a výpočet řetězového převodu*, Vysokoškolská příručka. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, 15 s.
- [6] Interroll: *Dopravníkové válečky* [online], [cit. 2010-12-08]. Dostupné z:
<<http://www.interroll.cz/?wm=m%282070%29sp%281500%2C1513%29>>
<<http://www.interroll.cz/?wm=m%281513%29sp%281500%29>>
- [7] Nord: *Čelní a kuželočelní převodovky* [online], [cit. 2010-12-15]. Dostupné z:
<http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf>
<http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1517.jsp>
<http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/geared_motors/geared-motors_detail_1542.jsp>
- [8] Tranza: *Dopravníkové válečky* [online], [cit. 2010-12-12]. Dostupné z:
<<http://www.tranza.cz/cs/dopravni-systemy/valeckove-trate/>>
- [9] Winkel: *Kombinované kladky* [online], [cit. 2010-12-20]. Dostupné z:
<<http://www.winkel.de/cz/vyrobky/kombinovane-kladky/axialni-kladka-nastavitelna-pres-excentr/>>
<<http://www.winkel.de/cz/vyrobky/kombinovane-kladky/axialni-kladka-nastavitelna-pres-excentr/profil/>>
<<http://www.winkel.de/cz/vyrobky/kombinovane-kladky/axialni-kladka-nastavitelna-pres-excentr/vhodne-sroubovaci-desticky/>>
- [10] Zbozi.arkov.cz: *Kuličkové ložisko jednořadé s kosoúhlým stykem* [online], [cit. 2010-12-20]. Dostupné z:
<<http://zbozi.arkov.cz/i/11164-3304-2rs-lozisko-kulickove-jednorade-s-kosouhlym-stykem-oboustranne-kryte-pryzovym-tesnenim-ina.html>>
- [11] Converter: *Valivé tření* [online], [cit. 2011-03-13]. Dostupné z:
<<http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>>
- [12] Wikipedia: *Válečkový dopravník* [online], 8. 12. 2010 [cit. 2011-03-15]. Dostupné z:
<http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C3%A1le%C4%8Dkov%C3%BD_dopravn%C3%ADk>
- [13] Vamberk: *Volba válečkového řetězu* [online], [cit. 2010-12-22]. Dostupné z:
<http://www.retezy-vam.com/pdf/volba_valeckoveho.pdf>

7. Seznam příloh

Příloha A	Sestavný výkres vysouvacího válečkového dopravníku (č. v. MAT614-00)
Příloha B	Sestavný výkres pevného rámu (č. v. MAT614-01)
Příloha C	Sestavný výkres válečkového dopravníku (č. v. MAT614-02)
Příloha D	Výrobní výkres podpěrné nohy (č. v. MAT614-03)
Příloha E	CD obsahující: <ul style="list-style-type: none">- Bakalářská práce ve formátu pdf- 3D model dopravníku ve formátu stp- Sestavné výkresy vysouvacího válečkového dopravníku, pevného rámu, válečkového dopravníku a výrobní výkres podpěrné nohy vše ve formátu pdf- Poster ve formátu ppt